

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Pohon bubnu vrátku pomocí vestavěné planetové převodovky

Winch Drum Drive by a Built – in Planetary Gearbox

Student:

Vít Krchňák

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Šárka Hurníková, Ph.D.

Ostrava 2011

Zadání bakalářské práce

Student:

Vít Krchňák

Studijní program:

B2341 Strojírenství

Studijní obor:

2302R010 Konstrukce strojů a zařízení

Specializace:

40 Konstrukce strojních dílů a skupin

Téma:

Pohon bubnu vrátku pomocí vestavěné planetové převodovky
Winch Drum Drive by a Built-in Planetary Gearbox

Zásady pro vypracování:

Navrhněte a konstrukčně zpracujte planetovou převodovku pro pohon bubnu vrátku. Převodovka je zabudovaná do bubnu. Pohon je přírubovým brzdovým elektromotorem.

Tah v laně 5000 N.

Délka navíjeného lana 20 m.

Rychlost navíjení 0,4 - 0,6 m/s.

Životnost 10000 h.

Zpráva bude obsahovat:

- určení průměru lana a návrh velikosti bubnu
- stanovení potřebného výkonu elektromotoru
- návrh a kompletní výpočet planetové převodovky
- schema zabudování převodovky do bubnu.

Výkresová dokumentace - sestava planetové převodovky

- výrobní výkres vstupního centrálního pastorku

Seznam doporučené odborné literatury:

LEINVEBER - VÁVRA *Strojnické tabulky* Albra-pedagogické nakladatelství, Úvaly, 2006. ISBN 80-7361-033-7.

Katalog Lohmann+Stolterfoht.

Katalog ložisek SKF.

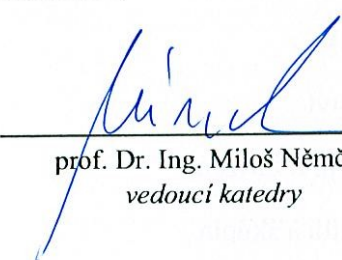
ČSN 01 4686 *Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol.*

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Šárka Hurníková, Ph.D.**

Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011


prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry




prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 20. 5. 2011



.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 20. 5. 2011



.....
podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce: Vít Krchňák

Adresa trvalého pobytu autora práce: Těšetice 155, 783 46 Těšetice

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Krchňák, V. *Pohon bubnu vrátku pomocí vestavěné planetové převodovky : bakalářská práce.* Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2011, 47 s. Vedoucí práce: Hurníková, Š.

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem a výpočtem planetové převodovky pro pohon bubnu vrátku. Převodovka je vestavěna do bubnu. V úvodní části je provedena volba typu převodovky a její stručný popis. Je zvoleno uspořádání, jaké používají světoví výrobci průmyslových převodovek. V následujících kapitolách je proveden návrh a výpočet nejdůležitějších parametrů převodovky, jako je počet zubů a převodový poměr. Dále je proveden výpočet trvanlivosti ložisek, volba maziva, výpočty různých druhů spojení a pevnostní kontrola klíčových dílů a to i za použití metody konečných prvků. V příloze bakalářské práce je uveden návrh modulu.

ANOTATION OF BACHELOR THESIS

Krchňák, V. *Winch Drum Drive by a Built – in Planetary Gearbox : Bachelor Thesis.* Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanism, 2011, 47 p. Thesis head: Hurníková, Š.

Bachelor thesis is dealing structure design and calculation of planetary gearbox for winch drum drive. Gearbox is built – in to the drum. In the first part is realized choice of type of the gearbox and short description. Is choose ordering, which using word's manufacturers of industrial gearbox. In the following charter is realized design and calculation some most important parameters of gearbox, as is number of teeth and gear ratio. Next is calculations of Bering life, choice of lubricant, calculation of different kind of connection and fortress check most important part. There is used also finite element method. In enclosure of bachelor thesis is module proposal.

Obsah

Seznam použitých symbolů a značek	3
1. Úvod	8
2. Návrh lana a lanového bubnu	10
2.1 Výpočet únosnosti lana	10
2.2 Volba lana	10
2.3 Návrh lanového bubnu	11
2.3.1 Jmenovitý průměr bubnu a rozměry drážek	11
2.3.2 Tloušťka stěny bubnu	11
2.3.3 Počet závitů lana na bubnu a délka bubnu	12
3. Návrh planetové převodovky	14
3.1 Výpočet kinematických a silových parametrů	14
3.2 Návrh velikosti bubnu převodovky a stanovení počtu zubů prvního stupně ...	15
3.3 Stanovení počtu zubů druhého stupně	18
3.4 Minimální potřebné momenty působící v převodovce a volba elektromotoru..	19
3.5 Výpočet momentů v jednotlivých uzlech převodovky se zvoleným elektromotorem	22
3.6 Návrh modulu	23
3.7 Výpočet sil v ozubení	23
3.7.1 První stupeň	24
3.7.2 Druhý stupeň	24
3.8 Výpočet trvanlivosti ložiska satelitu druhého stupně	25
3.8.1 Stanovení součinitele a_{SKF}	26
3.9 Výpočet trvanlivosti ložisek satelitu prvního stupně	27
3.9.1 Stanovení součinitele a_{SKF}	28
3.10 Kontrola pevnosti osy satelitu prvního stupně	29
3.11 Kontrola průhybu osy satelitu prvního stupně	30
3.12 Kontrola tlaku mezi osou satelitu a unášечem u prvního stupně	30
3.13 Přípustné zkroucení satelitu prvního stupně	32
3.14 Návrh unášече druhého stupně	32
3.15 Přípustné zkroucení satelitu druhého stupně	33

3.16	Kontrola ohybu osy satelitu druhého stupně	34
3.17	Návrh kolíků zajišťujících unášec proti pootočení	35
3.17.1	Kontrola kolíků na střih	35
3.17.2	Kontrola kolíků na otlačení	36
3.18	Návrh a kontrola hřídele vstupního centrálního pastorku	37
3.18.1	Výpočet minimálního průměru hřídele	37
3.18.2	Výpočet evolventního drážkování pro hřídel vstupního centrálního pastorku	37
3.19	Výpočet nalisovaného spojení	38
4.	Spojení převodovky a lanového bubnu	42
5.	Závěr	45
6.	Seznam použité literatury, softwaru a internetových zdrojů	46
7.	Seznam příloh	47

Seznam použitých symbolů a značek

a	[mm]	hloubka lanových drážek
a_1	[–]	součinitel spolehlivosti ložiska
a_{k1}	[–]	podmínka smontovatelnosti pro první stupeň
a_{k2}	[–]	podmínka smontovatelnosti pro druhý stupeň
a_{SKF}	[–]	součinitel teorie trvanlivosti podle SKF
B	[mm]	šířka ložiska
b_w	[mm]	délka drážkování
b_{w21}	[mm]	šířka satelitu prvního stupně
b_{w22}	[mm]	šířka satelitu druhého stupně
C	[N]	dynamická únosnost ložiska
C_n	[–]	rozměrová konstanta náboje
C_h	[–]	rozměrová konstanta hřídele
D	[mm]	průměr lanového bubnu po osu lana, vnější průměr bubnu převodovky, velký průměr ložiska
D_0	[mm]	průměr lanového bubnu po dna lanových drážek
D_{a1}	[mm]	hlavový průměr drážkování na hřídeli
D_{a2}	[mm]	hlavový průměr drážkování v náboji
D_d	[mm]	jmenovitý průměr drážkování
D_{f1}	[mm]	patní průměr drážkování na hřídeli
D_{f2}	[mm]	patní průměr drážkování v náboji
D_s	[mm]	střední průměr drážkování
d	[mm]	jmenovitý průměr lana, vnitřní průměr lanového bubnu, vnitřní průměr ložiska, průměr kolíku
d_1	[mm]	roztečný průměr korunového kola prvního stupně, minimální průměr vstupního hřídele, průměr na lisovaném hřídeli
d_2	[mm]	roztečný průměr korunového kola druhého stupně, střední průměr závitu, průměr na lisovaném hřídeli/náboji
d_3	[mm]	malý průměr závitu, průměr na lisovaném náboji
d_{a1}	[mm]	hlavový průměr korunového kola prvního stupně
d_{f2}	[mm]	patní průměr korunového kola druhého stupně
d_m	[mm]	střední průměr ložiska

E	[MPa]	modul pružnosti v tahu
e	[mm]	rozteč závitů zachycených příložkou
F_a	[N]	skutečné axiální zatížení ložiska
F_{dov}	[N]	dovolená síla v laně
F_K	[N]	síla působící na kolík
F_o	[N]	osová síla ve šroubu
F_{os}	[N]	skutečná osová síla ve šroubu
F_r	[N]	skutečné radiální zatížení ložiska
F_{t11}	[N]	tečná síla na centrálním kole prvního stupně
F_{t12}	[N]	tečná síla na centrálním kole druhého stupně
F_{U1}	[N]	síla na jedné ose unášeče prvního stupně
F_{U2}	[N]	síla na jedné ose unášeče druhého stupně
f	[–]	součinitel tření
f_t	[mm]	zkroucení satelitu
f_{tD}	[mm]	dovolené zkroucení satelitu
f_z	[–]	součinitel tření v závitě
h	[mm]	společná výška záběru zubů
i	[–]	počet šroubů
J	[mm ⁴]	moment setrvačnosti plochy
k	[–, mm]	součinitel bezpečnosti, minimální tloušťka materiálu nad korunovým kolem
K_A	[–]	součinitel vnějších dynamických sil
k_h	[–]	součinitel bezpečnosti hřídele
k_n	[–]	součinitel bezpečnosti náboje
L	[mm]	pracovní délka navíjeného lana
L_{10mnh}	[hod]	trvanlivost ložiska podle SKF v provozních hodinách
l	[mm]	celková délka bubnu, délka osy satelitů, délka kolíku, délka nalisování
l_1	[mm]	délka bubnu se závity pro lano
m	[mm]	velikost modulu drážkování
m_1	[mm]	velikost modulu prvního stupně
m_2	[mm]	velikost modulu druhého stupně
n	[–]	počet rezervních závitů na lanovém bubnu, počet kolíků, součinitel bezpečnosti šroubového spojení

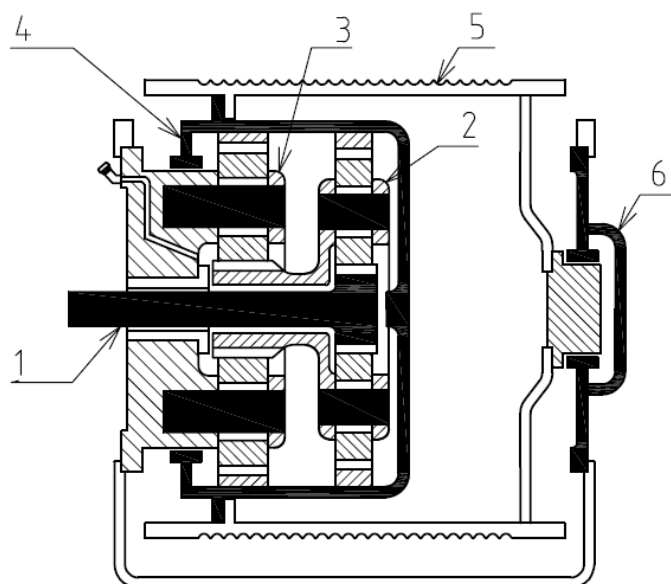
n_{11}	$[\text{min}^{-1}]$ otáčky centrálního kola prvního stupně
n_{22}	$[\text{min}^{-1}]$ otáčky satelitu druhého stupně
n_{U2}	$[\text{min}^{-1}]$ otáčky unášече druhého stupně
P	$[\text{kW}, \text{N}]$ výkon elektromotoru, ekvivalentní zatížení ložiska
P_u	$[\text{N}]$ mezní únavové zatížení ložiska
P_h	$[\text{mm}]$ stoupání závitu
p	$[-, \text{MPa}, \text{N}]$ exponent rovnice trvanlivosti, tlak, jmenovitá únosnost lana
$p_{1, 2, 3}$	$[\text{MPa}]$ tlaky v nalisování
$p_{2\text{max}}$	$[\text{MPa}]$ maximální tlak v nalisování
$p_{2\text{min}}$	$[\text{MPa}]$ minimální tlak v nalisování
p_{dov}	$[\text{MPa}]$ dovolený měrný tlak
p_{max}	$[\text{MPa}]$ maximální tlak
q	$[-]$ výsledek podmínky smontovatelnosti
R_A	$[\text{N}]$ reakce v podpoře A
Re	$[\text{MPa}]$ mez kluzu
r	$[\text{mm}]$ zaoblení dna lanové drážky, poloměr lanového bubnu
r_l	$[\text{mm}]$ zaoblení přechodu lanové drážky
r_K	$[\text{mm}]$ poloměr roztečné kružnice kolíků
r_s	$[\text{mm}]$ poloměr roztečné kružnice pro šrouby
r_U	$[\text{mm}]$ poloměr roztečné kružnice os satelitů druhého stupně
s	$[\text{mm}]$ tloušťka stěny lanového bubnu, minimální vzdálenost od hlavového průměru korunového kola po vnější průměr bubnu převodovky
T	$[\text{N}\cdot\text{m}]$ točivý moment
T_{11}	$[\text{N}\cdot\text{m}]$ točivý moment na centrálním kole prvního stupně
T_{12}	$[\text{N}\cdot\text{m}]$ točivý moment na centrálním kole druhého stupně
T_{32}	$[\text{N}\cdot\text{m}]$ točivý moment na korunovém kole druhého stupně
T_I	$[\text{N}\cdot\text{m}]$ točivý moment motoru
T_{III}	$[\text{N}\cdot\text{m}]$ točivý moment na lanovém bubnu
T_U	$[\text{N}\cdot\text{m}]$ točivý moment na unášечи
t	$[\text{mm}]$ rozteč lanových drážek
u	$[-]$ převodový poměr
u_{13U}	$[-]$ převodový poměr prvního stupně
u_{SKUT}	$[-]$ skutečný převodový poměr převodovky

u_{13}^U	[–]	převodový poměr druhého stupně
v	$[m \cdot s^{-1}, mm]$	rychlost zdvihu břemene, vzdálenost mezi lanovým bubnem a bubnem převodovky
X	[–]	součinitel radiálního zatížení ložiska
Y	[–]	součinitel axiálního zatížení ložiska
y_D	$[mm]$	dovolený průhyb
y_{max}	$[mm]$	maximální průhyb při zatížení
z	[–]	počet závitů lana, počet zubů drážkování
z_1	[–]	počet zubů centrálního kola
z_{11}	[–]	počet zubů centrálního kola prvního stupně
z_{12}	[–]	počet zubů centrálního kola druhého stupně
z_2	[–]	počet zubů satelitu
z_{21}	[–]	počet zubů satelitu prvního stupně
z_{22}	[–]	počet zubů satelitu druhého stupně
z_3	[–]	počet zubů korunového kola
z_{31}	[–]	počet zubů korunového kola prvního stupně
z_{32}	[–]	počet zubů korunového kola druhého stupně
Δd_{2max}	$[mm]$	maximální přesah v nalisování
Δd_{2min}	$[mm]$	minimální přesah v nalisování
α	$[-, ^\circ]$	součinitel závislý na druhu jeřábu, vrcholový úhel závitu
β	[–]	součinitel neznámého krutu
γ	$[^\circ]$	úhel stoupání závitu
η_{13U}	[–]	účinnost ozubení prvního stupně
$\eta_{LAN, LOŽ}$	[–]	účinnost ložisek bubnu a navíjení lana
$\eta_{LOŽ}$	[–]	účinnost ložisek
η_{OZ}	[–]	účinnost ozubení
η_{pp1}	[–]	účinnost adekvátní převodovky prvního stupně
κ	[–]	viskózní poměr
ν	$[mm^2 \cdot s^{-1}]$	viskozita maziva
σ	$[MPa]$	tahové napětí
σ_D	$[MPa]$	dovolené napětí v tahu
σ_o	$[MPa]$	ohybové napětí

σ_{r2}	[MPa] radiální napětí „na průměru 2“
σ_{RED}	[MPa] redukované napětí
$\sigma_{th1, 2}$	[MPa] tečné napětí na hřídeli „na průměru 1 a 2“
$\sigma_{tn2, 3}$	[MPa] tečné napětí na náboji „na průměru 2 a 3“
τ	[MPa] stříhové napětí
τ_D	[MPa] dovolené napětí ve stříhu
φ	[–] součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů
φ'	[°] redukovaný třecí úhel
ω_3	[rad·s ⁻¹] úhlová rychlost lanového bubnu
ω_m	[rad·s ⁻¹] úhlová rychlost elektromotoru

1. Úvod

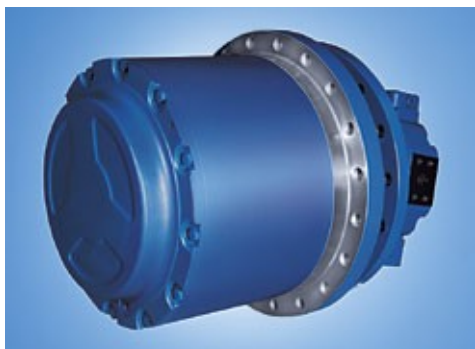
Cílem řešení bakalářské práce je provést návrh a výpočet planetové převodovky. Převodovka je vestavěna do lanového bubnu. K tomu je potřeba navrhnout lanový buben v rozsahu nezbytném pro řešení konstrukce a rozměrů převodovky. Všechny potřebné informace pro návrh lana a lanového bubnu jsou zahrnuty v normách a dále v literatuře zabývající se danou problematikou. Prvním krokem je návrh lana pro zadané zatížení, vše provedeno podle norem. Při návrhu bubnu je již nutné brát v úvahu zástavbu převodovky. Protože je převodovka umístěna uvnitř bubnu, je volen největší normalizovaný průměr pro danou tloušťku lana. Uspořádání převodovky je patrné ze schématu na obr. 1.1 a z vysvětlivek.



Obr. 1.1 Schéma uspořádání převodovky a zástavba do lanového bubnu

- 1 – centrální vstupní hřídel, pohon od motoru
- 2 – první převodový stupeň, všechny členy prvního stupně se točí
- 3 – druhý převodový stupeň, zde je zastavený unášec
- 4 – bubny převodovky, součástí jsou korunová kola obou stupňů
- 5 – lanový buben
- 6 – uchycení lanového bubnu do rámu pomocí ložiska

Při volbě typu převodovky a jejího uspořádání je vycházeno z tradičních a léty prověřených koncepcí, používaných světovými výrobci průmyslových převodovek, jako jsou Rexroth, Bonfiglioli Riduttori a další. Produkty těchto výrobců jsou na obr. 1.2 a 1.3.



Obr. 1.2 Převodovka firmy Rexroth [1]



Obr. 1.3 Převodovka Bonfiglioli Riduttori[2]

Zvolený typ převodovky se nepoužívá jen pro pohon vrátků, ale pro mnoho dalších aplikací. Jako příklad lze uvést pojezdy různých manipulačních zařízení. Převodovku uzpůsobenou pro takové použití vyrábí firma Brevini Riduttori. Produkt je na obr. 1.4. Převodovka je v tomto případě zastavěna do ráfku kola a tvoří zároveň i jeho osu. Na první pohled vypadá jako bubnová brzda. Tento typ pohonu nelze použít pro aplikace s nepřetržitým provozem, jako jsou například důlní dopravníky. Zatížení takových převodovek je enormní a chlazení uvnitř bubnu špatné.



Obr. 1.4 Převodovka Brevini Riduttori pro pohon kol manipulačních zařízení [3]

Převodovka je s lanovým bubnem spojena pomocí přírubového šroubového spojení. Počet stupňů převodovky pro dosažení požadovaného převodového poměru musí být alespoň dva. Stejně konstrukční uspořádání je použito i při řešení této bakalářské práce. Prostorové nároky tohoto uspořádání jsou minimální. To lze považovat za největší výhodu. V planetové převodovce se rovněž vyruší určité síly a převodovka nemusí být tak dimenzovaná, jako klasická převodovka s předlohou hřídelí. Je tedy lehčí. Nevýhodou jsou naopak zhoršené podmínky chlazení. Konstrukční návrh je obtížnější a stejně tak i výroba. To se negativně projevuje na vyšší ceně.

2. Návrh lana a lanového bubnu

2.1 Výpočet únosnosti lana

Lano navrženo podle normy [4].

Při výpočtu dovoleného zatížení lana uvažují pouze zadanou osovou sílu v laně. Ostatní vlivy jsou zahrnuty v součiniteli bezpečnosti k . Mezi tyto vlivy patří zrychlující síly vznikající při provozu.

Jmenovitá únosnost lana P se vypočítá jako:

$$\begin{aligned} F_{dov} &= \frac{P}{k} \geq F \\ P &\geq F \cdot k \\ P &= 5000 \cdot 4,1 = \underline{20500 \text{ N}} \end{aligned} \tag{2.1}$$

kde:

P – jmenovitá únosnost lana (součet jmenovitých únosností všech drátů v laně)

k – součinitel bezpečnosti (volen z normy, bod 13, str. 2 a 3), $k=4,1$

F – zatížení lana (zadaná hodnota)

Minimální jmenovitá únosnost lana musí být 20500 N.

2.2 Volba lana

Volba typu lana provedena podle norem [5] a [6].

Pro zvolený směr navíjení, při kterém se lano navíjí zespodu, zprava doleva, se používá lano s pravým vinutím (lano má mít opačný smysl vinutí, než je stoupání šroubovice drážky). Vzhledem k blíže nespecifikovaným podmínkám provozu a výsledku minimální jmenovité únosnosti volím lano o průměru 6 mm, šestipramenné, s devatenácti dráty v každém prameni, typu SEAL. Duše lana je z přírodních vláken, třída pevnosti 1770 (pevnost drátů 1570 – 1960 MPa), dráty nemají povrchovou úpravu, vinutí lana je pravé protisměrné. Zvolené lano má minimální sílu při přetržení 21 kN.

Označení zvoleného typu lana podle normy [7]

6 6x19S – NFC 1770 U sZ

2.3 Návrh lanového bubnu

2.3.1 Jmenovitý průměr bubnu a rozměry drážek (návrh podle [8])

Nejmenší dovolený základní průměr D lanové kladky nebo bubnu:

$$D = d \cdot \alpha \quad (2.2)$$

$$D = 6 \cdot 18 = \underline{108 \text{ mm}}$$

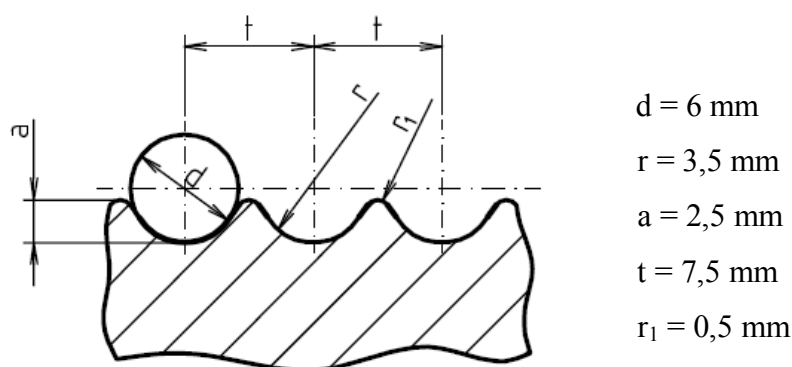
kde:

d – jmenovitý průměr lana v mm

α – součinitel závislý na druhu bubnu a skupině jeřábu (volen z normy, tab. I, str. 2)

Převodovka pohánějící buben bude umístěna uvnitř bubnu. Z tohoto důvodu je potřeba více prostoru a podle tab. II, str. 5 normy [8] je nejvhodnější volbou buben o normalizovaném průměru $D = 315$ mm. Tento průměr je měřen po osu lana (obr. 2.2).

Rozměry drážek lanového bubnu jsou uvedeny na obr. 2.1 (voleny z tab. V, str. 9 normy [8]).



Obr. 2.1 Drážky lanového bubnu

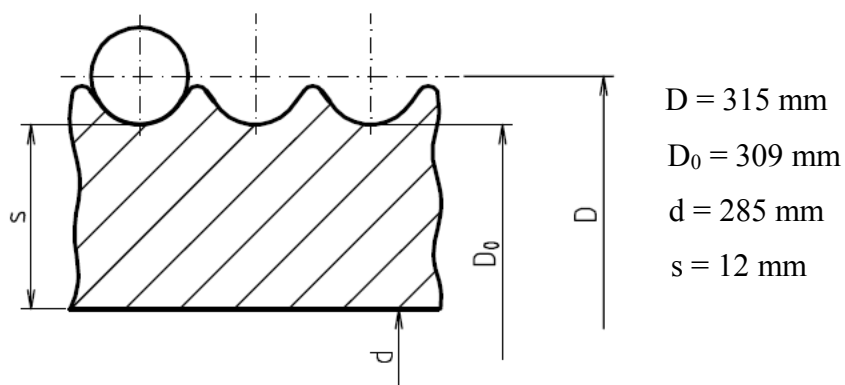
2.3.2 Tloušťka stěny bubnu (návrh podle [9])

Tloušťka stěny s litinového bubnu pod lanem se vypočítá podle empirického vzorce:

$$s = 0,02 \cdot D + 6 \quad (2.3)$$

$$s = 0,02 \cdot 315 + 6 = 12,3 \text{ mm} \approx \underline{12 \text{ mm}}$$

Tloušťka stěny bubnu pod lanem bude dále ve výpočtu uvažována 12 mm.



Obr. 2.2 Vybrané rozměry lanového bubnu

2.3.3 Počet závitů lana na bubnu a délka bubnu (návrh podle [9] a [10])

Při zcela odvinutém laně musí na bubnu zůstat alespoň 3 rezervní závity. Protože lano je k bubnu uchyceno příložkami, má poslední závit větší rozteč. Pro výpočet délky, kterou zaberou závity s roztečí t , jsou přičteny pouze dva rezervní závity. Rozteč třetího závitu je přičtena zvlášť.

$$z = \frac{L}{\pi \cdot D} + n \quad (2.4)$$

$$z = \frac{20000}{\pi \cdot 315} + 2 = 22,2 \approx \underline{22,5}$$

kde:

L – pracovní délka navíjeného lana, $L = 20\,000 \text{ mm}$

n – počet rezervních závitů, $n = 2$

t – rozteč závitů, $t = 7,5 \text{ mm}$

Počet závitů je z rezervních důvodů zvětšen na 22,5.

Závity z zaberou délku bubnu:

$$l_1 = z \cdot t \quad (2.5)$$

$$l_1 = 22,5 \cdot 7,5 = \underline{168,75 \text{ mm}}$$

Nyní je potřeba k délce l_1 přičíst rozteč e závitu zachyceného příložkami a vzdálenosti od posledního závitu po konec bubnu. Tato vzdálenost je přibližně $4 \cdot t$. Celková délka bubnu se tedy spočítá jako:

$$l = l_1 + e + 2 \cdot (4 \cdot t) \quad (2.6)$$

$$l = 168,75 + 24 + 2 \cdot (4 \cdot 7,5) = 252,75 \approx \underline{\underline{253 \text{ mm}}}$$

kde:

e – rozteč závitů zachycených příložkou, e = 24 mm

Vypočítané rozměry bubnu jsou již dostačující pro návrh planetové převodovky.

3. Návrh planetové převodovky

3.1 Výpočet kinematických a silových parametrů

Úhlová rychlost bubnu ω_3 při rychlosti zdvihu $v = 0,4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ a poloměru bubnu $r = 0,1575 \text{ m}$ je:

$$\omega_3 = \frac{v}{r} \quad (3.1)$$
$$\omega_3 = \frac{0,4}{0,1575} = \underline{2,54 \text{ rad}\cdot\text{s}^{-1}}$$

Úhlovou rychlost elektromotoru ω_m předpokládám $78,5 \text{ rad}\cdot\text{s}^{-1}$, což je 750 min^{-1} . Převodový poměr u pro rychlost zdvihu $v = 0,4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ je tedy:

$$u = \frac{\omega_m}{\omega_3} \quad (3.2)$$
$$u = \frac{78,5}{2,54} = \underline{30,91}$$

Úhlová rychlost bubnu ω_3 při rychlosti zdvihu $v = 0,6 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ a poloměru bubnu $r = 0,1575 \text{ m}$ je:

$$\omega_3 = \frac{v}{r} \quad (3.3)$$
$$\omega_3 = \frac{0,6}{0,1575} = \underline{3,81 \text{ rad}\cdot\text{s}^{-1}}$$

Úhlovou rychlost elektromotoru ω_m předpokládám $78,5 \text{ rad}\cdot\text{s}^{-1}$, což je 750 min^{-1} . Převodový poměr u pro rychlost zdvihu $v = 0,6 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ je tedy:

$$u = \frac{\omega_m}{\omega_3} \quad (3.4)$$
$$u = \frac{78,5}{3,81} = \underline{20,6}$$

Převodový poměr navržené převodovky se tedy může pohybovat v rozmezí od $u = 20,6$ až do $u = 30,91$. Vrátek bude pohánět osmipólový elektromotor. Ten má mít otáčky 750 min^{-1} . Výkon motoru se dá předpokládat asi 4 kW a skutečné otáčky motorů v této výkonové třídě jsou nižší, okolo 700 min^{-1} . Nebude tedy dobré navrhnout převodovku s převodovým poměrem blížícím se k horní hranici. Mohlo by se stát, že skutečná rychlost zdvihu bude menší než $0,4 \text{ m/s}$. Ideální převodový poměr bude uprostřed vypočítané tolerance. Při malém převodovém poměru bude potřeba výkonný motor, což by si vyžádalo velké moduly a velké rozměry ozubených kol.

Výpočet minimálního točivého momentu T nutného na bubnu při působení síly F :

$$T = F \cdot r \quad (3.5)$$
$$T = 5000 \cdot 0,1575 = \underline{787,5 \text{ N} \cdot \text{m}}$$

3.2 Návrh velikosti bubnu převodovky a stanovení počtu zubů prvního stupně

Počty zubů planetového převodu je nutno stanovit ze tří podmínek [11]

Převodový poměr:

$$u_{13U} = 1 + \frac{z_3}{z_1} \quad (3.6)$$

Podmínka stejných osových vzdáleností:

$$z_1 + 2z_2 = z_3 \quad (3.7)$$

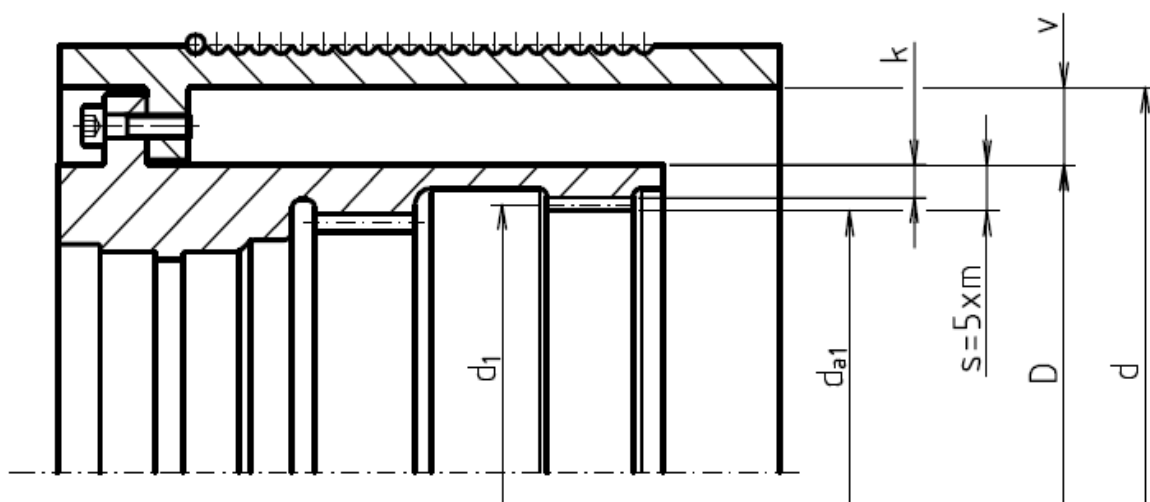
Podmínka smontovatelnosti:

$$z_1 + z_3 = q \cdot a_k \quad (3.8)$$

Při návrhu počtu zubů planetové převodovky nastává situace, kdy jsou k dispozici tři rovnice, které obsahují šest neznámých. Pro úspěšné řešení je tedy nutné tři parametry zvolit. V první fázi jsem volil počet zubů centrálního kola, převodový poměr a počet satelitů. Tímto se získá počet zubů korunového kola, počet zubů satelitu a skutečný převodový poměr. Následným výpočtem modulu lze zjistit rozměry ozubených kol. Se známým modulem již lze stanovit optimální počet zubů korunového kola (převodovka se musí vejít do lanového bubnu, první stupeň musí umožnit montáž a výrobu zubů druhého stupně). Opět bylo nutné stanovit počet zubů centrálního kola, satelitu a zajistit správnou podmínku smontovatelnosti (musí vyjít celé číslo). Pro optimalizaci všech hodnot, zejména převodových poměrů obou stupňů, bylo nutné celý proces několikrát opakovat. Je tedy evidentní, že počty zubů prvního i druhého stupně bylo nutné navrhovat současně, stejně tak i moduly, a kontrolovat převodový poměr. Na následujících stranách je ukázkový výpočet pro finální hodnoty počtu zubů a modulu. Za tři proměnné, zmíněné v úvodu, jsou dosazovány počet zubů korunového kola z_3 , počet zubů centrálního kola z_1 a počet satelitů a_k . Pro usnadnění práce byl při stanovení počtu zubů a převodových poměrů používán program Microsoft Excel.

Z rozměrů na obr. 3.1 je vypočítán maximální možný průměr bubnu převodovky a maximální počet zubu korunového kola prvního stupně. Dle doporučení by měla být tloušťka

korunového kola od hlavového průměru zubu po okraj bubnu převodovky minimálně $5 \cdot m$. Tato hodnota je překročena, protože do bubnu budou vyvrtané díry pro šrouby víka převodovky. Vzdálenost od povrchu bubnu po patní průměr korunového kola volím 8 mm. Po opakovaných výpočtech je již modul známý, $m_1 = 1,25$ (index jedna značí první stupeň). Z rozměrů je tedy možné vypočítat maximální průměr korunového kola a také maximální počet zubů.



Obr. 3.1 Schéma bubnu převodovky a jeho zabudování do lanového bubnu

Maximální průměr bubnu převodovky D :

$$D = d - (2 \cdot v) \quad (3.9)$$

$$D = 285 - (2 \cdot 26) = \underline{233 \text{ mm}}$$

kde:

d – vnitřní průměr lanového bubnu, $d = 285 \text{ mm}$

v – vůle mezi lanovým a převodovým bubnem, $v = 26 \text{ mm}$

Roztečný průměr d_1 korunového kola prvního stupně se vypočítá jako:

$$d_1 = D - (2 \cdot k) - (2 \cdot 1,25 \cdot m_1) \quad (3.10)$$

$$d_1 = 233 - (2 \cdot 8) - (2 \cdot 1,25 \cdot 1,25) = \underline{213,8 \text{ mm}}$$

kde:

k – vzdálenost od patního průměru korunového kola po vnější okraj převodovky, $k = 8 \text{ mm}$

m_1 – modul prvního stupně, $m_1 = 1,25 \text{ mm}$

Význam indexů: z_{AB} .

A – označuje jednotlivá ozubená kola (1 – pastorek, 2 – satelit, 3 – korunové kolo)

B – označuje převodový stupeň

Maximální možný počet zubů korunového kola prvního stupně z_{31} :

$$z_{31} = \frac{d_1}{m_1} \quad (3.11)$$
$$z_{31} = \frac{213,8}{1,25} = \underline{171,04}$$

S ohledem na splnění podmínek z rovnic 3.6 až 3.8 je potřeba volit počet zubů $z_{31} = 167$.

Z rovnice 3.6 lze stanovit převodový poměr u_{13U} :

$$u_{13U} = 1 + \frac{z_{31}}{z_{11}} \quad (3.12)$$
$$u_{13U} = 1 + \frac{167}{25} = \underline{7,68}$$

kde:

z_{11} – počet zubů centrálního kola (volený), $z_{11} = 25$

Stanovení počtu zubů z_{21} satelitu z rovnice 3.7:

$$z_{21} = \frac{z_{31} - z_{11}}{2} \quad (3.13)$$
$$z_{21} = \frac{167 - 25}{2} = \underline{71}$$

Úpravou rovnice 3.8 lze stanovit podmínku smontovatelnosti q :

$$q = \frac{z_{11} + z_{31}}{a_{k1}} \quad (3.14)$$
$$q = \frac{25 + 167}{3} = \underline{64}$$

kde:

a_{k1} – počet satelitů prvního stupně, $a_{k1} = 3$

Podmínka smontovatelnosti musí být celé číslo, je splněno.

3.3 Stanovení počtu zubů druhého stupně

Postup při návrhu druhého stupně je principiálně úplně stejný jako u prvního stupně. Nejprve je nutné přibližně stanovit modul a vypočítat maximální možný počet zubů korunového kola s ohledem na výrobu a montáž. Z rovnic 3.15 až 3.17 je potom možné dopočítat zbývající potřebné parametry a vše optimalizovat opakovanými výpočty. Největší odlišností je zde výpočet převodového poměru. Unášec je v tomto uspořádání zastavený a satelity zde fungují jako vložená kola.

Počty zubů planetového převodu je nutno stanovit ze tří podmínek [11]

Převodový poměr:

$$u_{13}^U = \frac{z_3}{z_1} \quad (3.15)$$

Podmínka stejných osových vzdáleností:

$$z_1 + 2z_2 = z_3 \quad (3.16)$$

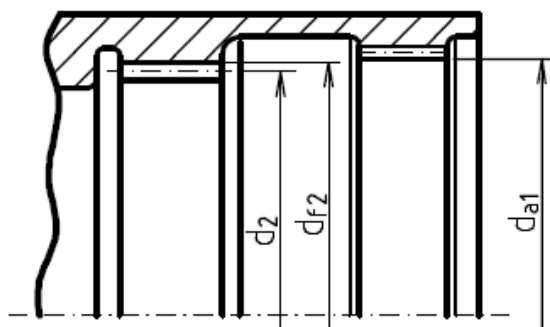
Podmínka smontovatelnosti:

$$z_1 + z_3 = q \cdot a_k \quad (3.17)$$

Na obr. 3.2 je vidět, že patní průměr korunového kola druhého stupně musí být menší, než hlavový průměr korunového kola prvního stupně. To proto, aby bylo možné zuby vyrobít (obrážení) a veškeré součástky bez problému prostrčit přes první stupeň. Modul je po opakovaných výpočtech známý, $m_2 = 2$ (index dva značí druhý stupeň).

Výpočet hlavového průměru korunového kola prvního stupně:

$$\begin{aligned} d_{a1} &= d_1 + 2 \cdot m_1 = m_1 \cdot z_{31} + 2 \cdot m_1 \\ d_{a1} &= 1,25 \cdot 167 + 2 \cdot 1,25 = \underline{206,25 \text{ mm}} \end{aligned} \quad (3.18)$$



Obr. 3.2 Určení velikosti druhého stupně

Maximální možný počet zubů korunového kola druhého stupně z_{32} :

$$z_{32} = \frac{d_2}{m_2} = \frac{d_{a1} - (2 \cdot h_{f2}^* \cdot m_2)}{m_2} \quad (3.19)$$

$$z_{32} = \frac{206,25 - (2 \cdot 1,25 \cdot 2)}{2} = \underline{100,6}$$

S ohledem na splnění podmínek z rovnic 3.15 až 3.17 je volen počet zubů $z_{32} = 99$.

Z rovnice 3.15 lze stanovit převodový poměr u_{13}^U :

$$u_{13}^U = \frac{z_{32}}{z_{12}} \quad (3.20)$$

$$u_{13}^U = \frac{99}{29} = \underline{3,414}$$

kde:

z_{12} – počet zubů centrálního kola (volený), $z_{12} = 29$

Stanovení počtu zubů z_{22} satelitu z rovnice 3.16:

$$z_{22} = \frac{z_{32} - z_{12}}{2} \quad (3.21)$$

$$z_{22} = \frac{99 - 29}{2} = \underline{35}$$

Úpravou rovnice 3.17 lze stanovit podmínku smontovatelnosti q :

$$q = \frac{z_{12} + z_{32}}{a_{k2}} \quad (3.22)$$

$$q = \frac{29 + 99}{4} = \underline{32}$$

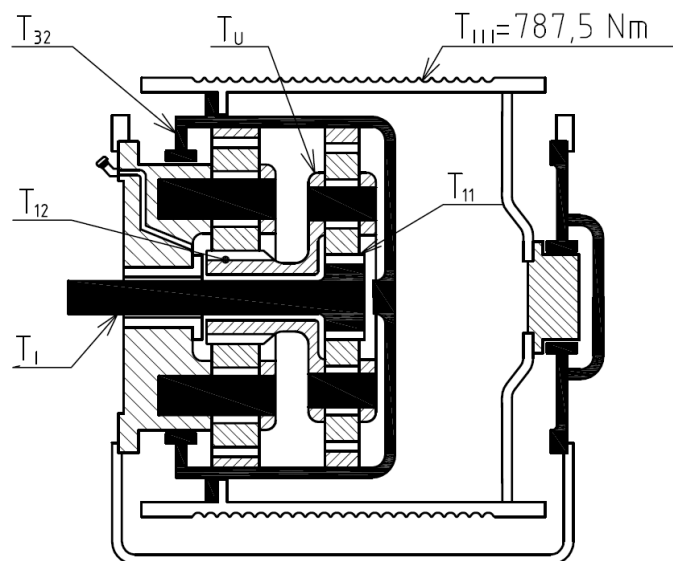
kde:

a_{k2} – počet satelitů druhého stupně, $a_{k2} = 4$

Podmínka smontovatelnosti musí být celé číslo, což je splněno.

3.4 Minimální potřebné momenty působící v převodovce a volba elektromotoru

Při volbě elektromotoru je nutné vycházet z točivého momentu potřebného na bubnu. Přes převodové poměry a účinnosti jednotlivých stupňů lze zjistit minimální výkon elektromotoru. Počítané hodnoty jsou vyznačeny na obr. 3.3.



Obr. 3.3 Vyznačení točivých momentů v jednotlivých uzlech převodovky

Točivý moment nutný na korunovém kole:

$$T_{III} = T_{32} \cdot \eta_{LAN, LOŽ} \Rightarrow T_{32} = T_{III} \cdot \frac{1}{\eta_{LAN, LOŽ}} \quad (3.23)$$

$$T_{32} = 787,5 \cdot \frac{1}{0,96} = \underline{820,3 \text{ N} \cdot \text{m}}$$

kde:

$\eta_{LAN, LOŽ}$ – účinnost ložisek bubnu a navíjení lana, $\eta_{LAN, LOŽ} = 0,96$

T_{III} – minimální točivý moment potřebný na bubnu (viz. rovnice 3.5)

Točivý moment nutný na centrálním kole druhého stupně:

$$T_{32} = T_{12} \cdot \frac{z_{32}}{z_{12}} \cdot \eta_{LOŽ}^4 \cdot \eta_{OZ}^8 \Rightarrow T_{12} = T_{32} \cdot \frac{z_{12}}{z_{32}} \cdot \frac{1}{\eta_{LOŽ}^4} \cdot \frac{1}{\eta_{OZ}^8} \quad (3.24)$$

$$T_{12} = 820,3 \cdot \frac{29}{99} \cdot \frac{1}{0,995^4} \cdot \frac{1}{0,99^8} = \underline{266 \text{ N} \cdot \text{m}}$$

kde:

$\eta_{LOŽ}$ – účinnost ložisek, $\eta_{LOŽ} = 0,995$

η_{OZ} – účinnost ozubení, $\eta_{OZ} = 0,99$

Točivý moment na unášечи prvního stupně je stejně velký, jako u centrálního kola druhého stupně, tzn.: $T_{12} = T_U = 266 \text{ N} \cdot \text{m}$.

Točivý moment nutný na centrálním kole prvního stupně:

$$T_U = T_{11} \cdot 1 + \frac{z_{31}}{z_{11}} \cdot \eta_{pp1} \Rightarrow T_{11} = T_U \cdot \frac{1}{\left(1 + \frac{z_{31}}{z_{11}}\right)} \cdot \frac{1}{0,975} \quad (3.25)$$

$$T_{11} = 266 \cdot \frac{1}{\left(1 + \frac{167}{25}\right)} \cdot \frac{1}{0,975} = \underline{35,5 \text{ N} \cdot \text{m}}$$

kde:

η_{pp1} – účinnost adekvátní převodovky prvního stupně

$$\eta_{pp1} = \eta_{13U} \cdot \eta_{LO\check{Z}} \quad (3.26)$$

$$\eta_{pp1} = 0,98 \cdot 0,995 = \underline{0,975}$$

kde:

η_{13U} – účinnost ozubení prvního stupně

$$\eta_{13U} = 1 - \left| \frac{u_{13U} - 1}{u_{13U}} \right| \cdot (1 - \eta_{OZ}^2) \quad (3.27)$$

$$\eta_{13U} = 1 - \left| \frac{7,68 - 1}{7,68} \right| \cdot (1 - 0,99^2) = \underline{0,98}$$

Nejmenší točivý moment potřebný od motoru:

$$T_{11} = T_I \cdot \eta_{LO\check{Z} \text{ K}} \Rightarrow T_I = T_{11} \cdot \frac{1}{\eta_{LO\check{Z} \text{ K}}} \quad (3.28)$$

$$T_I = 35,5 \cdot \frac{1}{0,97} = \underline{36,6 \text{ N} \cdot \text{m}}$$

kde:

$\eta_{KLO\check{Z}}$ – účinnost kluzného ložiska, $\eta_{KLO\check{Z}} = 0,97$

Nejmenší nutný výkon motoru:

$$P = T_I \cdot \omega = T_I \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (3.29)$$

$$P = 36,6 \cdot \frac{\pi \cdot 750}{30} = \underline{2873 \text{ W}}$$

Na základě výsledků rovnice 3.28 a 3.29 volím přírubový brzdový elektromotor od výrobce Siemens, model 1 LA7 133 – 8AB5 1.

Vybrané technické údaje motoru:

Výkon $P = 3000 \text{ W}$

Otáčky $n/\omega = 700/73,3 \text{ min}^{-1}/\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$

Točivý moment $T_I = 40 \text{ N} \cdot \text{m}$

Součinitel záběru $K_{AS} = 2,1$

Jmenovitý proud $I = 7,6 \text{ A}$

3.5 Výpočet momentů v jednotlivých uzlech převodovky se zvoleným elektromotorem:

Zvolený elektromotor má vyšší výkonové parametry, než ty, které odpovídají potřebnému minimu. Celý proces výpočtu točivých momentů je nutné provést „zpětně“, od motoru k lanovému bubnu. Pro výpočty platí obrázek 3.3, stejně jako v předchozí kapitole.

Skutečný točivý moment na centrálním kole prvního stupně:

$$\begin{aligned} T_{11} &= T_I \cdot \eta_{LOŽ\ K} \\ T_{11} &= 40 \cdot 0,97 = \underline{38,8 \text{ N} \cdot \text{m}} \end{aligned} \quad (3.30)$$

Skutečný točivý moment na unášeči prvního stupně:

$$\begin{aligned} T_U &= T_{11} \cdot U_{IU}^3 \cdot \eta_{pp1} = T_{11} \cdot \left(1 + \frac{z_{31}}{z_{11}}\right) \cdot \eta_{pp1} \\ T_U &= 38,8 \cdot \left(1 + \frac{167}{25}\right) \cdot 0,975 = \underline{290,5 \text{ N} \cdot \text{m}} \end{aligned} \quad (3.31)$$

Točivý moment na unášeči prvního stupně je stejně velký, jako u centrálního kola druhého stupně, tzn.: $T_U = T_{12} = 290,5 \text{ N} \cdot \text{m}$.

Skutečný točivý moment na korunovém kole druhého stupně:

$$\begin{aligned} T_{32} &= T_{12} \cdot \frac{z_{32}}{z_{12}} \cdot \eta_{LOŽ}^4 \cdot \eta_{OZ}^8 \\ T_{32} &= 290,5 \cdot \frac{99}{29} \cdot 0,995^4 \cdot 0,99^8 = \underline{897 \text{ N} \cdot \text{m}} \end{aligned} \quad (3.32)$$

Skutečný točivý moment na lanovém bubnu:

$$\begin{aligned} T_{III} &= T_{32} \cdot \eta_{LAN, LOŽ} \\ T_{III} &= 897 \cdot 0,96 = \underline{861 \text{ N} \cdot \text{m}} \end{aligned} \quad (3.33)$$

Výsledný točivý moment na bubnu je $861 \text{ N} \cdot \text{m}$.

Výpočet skutečného převodového poměru:

$$u_{SKUT} = \left(1 + \frac{z_{31}}{z_{11}}\right) \cdot \left(\frac{z_{32}}{z_{12}}\right) \quad (3.34)$$

$$u_{SKUT} = \left(1 + \frac{167}{25}\right) \cdot \left(\frac{99}{29}\right) = \underline{26,22}$$

Výpočet skutečné úhlové rychlosti bubnu:

$$u_{SKUT} = \frac{\omega_m}{\omega_3} \Rightarrow \omega_3 = \frac{\omega_m}{u_{SKUT}} \quad (3.35)$$

$$\omega_3 = \frac{73,3}{26,22} = \underline{2,796 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}}$$

kde:

ω_m – úhlová rychlost motoru, $\omega_m = 73,3 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$

Výpočet (kontrola) skutečné rychlosti zdvihu:

$$v = \omega_3 \cdot r \quad (3.36)$$

$$v = 2,796 \cdot 0,1575 = \underline{0,44 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}$$

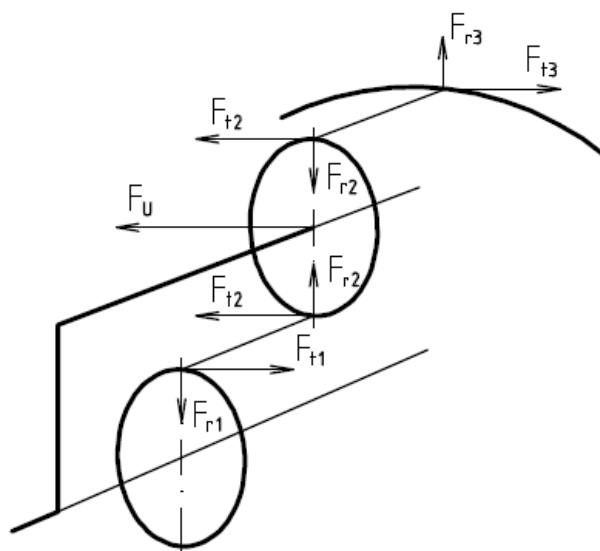
Skutečná rychlost zdvihu $v = 0,44 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ leží v zadané toleranci $0,4 \div 0,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

3.6 Návrh modulu

Návrh modulu, geometrie a zjednodušený kontrolní výpočet čelních ozubených kol byly provedeny pomocí katedrálního software Modul [12], Geometrie [13] a CSNw [14]. Výsledky jsou uvedeny v přílohách I a II bakalářské práce. Návrh modulu je proveden vždy jen pro kombinaci centrální kolo – satelit, geometrie a zjednodušený kontrolní výpočet jsou provedeny i pro kombinaci satelit – korunové kolo.

3.7 Výpočet sil v ozubení

Na obrázku 3.4 je vyznačeno působení tečných a radiálních sil v ozubení a z toho vyplývající síla na unášeci. Zatížení je v principu zcela shodné pro druhý i první stupeň. Je tedy použito jen jednoho obrázku a u označení jednotlivých sil není uveden druhý index.



Obr 3.4 Síly v ozubení a na unášeči

3.7.1 První stupeň

Velikost tečné síly:

$$F_{t11} = \frac{T_{11}}{a_{k1} \cdot r_{11}} = F_{t21} = F_{t31} \quad (3.37)$$

$$F_{t11} = \frac{38,4}{3 \cdot 0,015625} = \underline{819,2 \text{ N}} = F_{t21} = F_{t31}$$

kde:

r_{11} – poloměr roztečné kružnice pastorku, $r_{11} = 0,015625 \text{ m}$

Síla na unášeči prvního stupně:

$$F_{U1} = 2 \cdot F_{t21} \quad (3.38)$$

$$F_{U1} = 2 \cdot 819,2 = \underline{1638,4 \text{ N}}$$

3.7.2 Druhý stupeň

Velikost tečné síly:

$$F_{t12} = \frac{T_{12}}{a_{k2} \cdot r_{12}} \cdot 1,2 = F_{t22} = F_{t32} \quad (3.39)$$

$$F_{t12} = \frac{290,5}{4 \cdot 0,029} \cdot 1,2 = \underline{3005 \text{ N}} = F_{t22} = F_{t32}$$

kde:

r_{12} – poloměr roztečné kružnice pastorku, $r_{12} = 0,029$ m

Nelze předpokládat, že se síla rozloží na všechny čtyři satelity rovnoměrně. Proto je ve výpočtu opravný součinitel. Ten představuje nárůst zatížení o 20%.

Síla na unášечи druhého stupně:

$$F_{U2} = 2 \cdot F_{t22} \quad (3.40)$$

$$F_{U2} = 2 \cdot 3005 = \underline{6010 \text{ N}}$$

3.8 Výpočet trvanlivosti ložiska satelitu druhého stupně (proveden podle [15])

Ložiska druhého stupně jsou zatížena velkou silou a je pro jejich zástavbu málo místa. Ve vzorci pro výpočet trvanlivosti dle SKF hraje velkou roli použité mazivo. Volba maziva pro převodovku je přizpůsobena těmto ložiskům. To je důvod, proč je jejich trvanlivost počítána jako první.

Výpočet ekvivalentního zatížení P :

$$P = (X \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_A \quad (3.41)$$

$$P = (1 \cdot 6010 + 0 \cdot 0) \cdot 1,25 = \underline{7513 \text{ N}}$$

kde:

X – součinitel radiálního zatížení ložiska

Y – součinitel axiálního zatížení ložiska

F_r – skutečné radiální zatížení ložiska, $F_r = F_{U2}$

F_a – skutečné axiální zatížení ložiska

V tomto případě je ložisko zatíženo čistě radiální silou. Součinitel radiálního zatížení $X = 1$, součinitel axiálního zatížení $Y = 0$. Velikost ekvivalentního zatížení je dále nutné vynásobit součinitelem vnějších dynamických sil K_A . Pro dané zatížení převodovky je $K_A = 1,25$; voleno dle [12].

Volím ložisko SKF NKI 35/20TN těchto vybraných parametrů:

Vnitřní průměr $d = 35$ mm

Velký průměr $D = 50$ mm

Šířka $B = 20 \text{ mm}$

Dynamická únosnost $C = 30300 \text{ N}$

Trvanlivost ložiska podle SKF v provozních hodinách (při pravděpodobnosti poruchy 10%):

$$L_{10nmh} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{22}} \quad (3.42)$$

$$L_{10nmh} = 1 \cdot 1 \cdot \left(\frac{30300}{7513}\right)^{3,33} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 75,5} = \underline{22942 \text{ hodin}}$$

kde:

a_1 – součinitel spolehlivosti (volen z tabulky 1, str. 53 katalogu SKF)

a_{SKF} – součinitel teorie trvanlivosti podle SKF (viz bod 3.8.1)

p – exponent rovnice trvanlivosti, $p = 3,33$

n_{22} – otáčky satelitu druhého stupně

$$n_{22} = (n_{12} - n_{u2}) \cdot \frac{z_{12}}{z_{22}} = \left(\frac{n_{11}}{U_{13U}} - n_{u2}\right) \cdot \frac{z_{12}}{z_{22}} \quad (3.43)$$

$$n_{22} = \left(\frac{700}{7,68} - 0\right) \cdot \frac{29}{35} = \underline{75,5 \text{ min}^{-1}}$$

3.8.1 Stanovení součinitele a_{SKF}

Součinitel a_{SKF} pro radiální ložiska s čárovým stykem se určuje z diagramu 2 na str. 55 v katalogu SKF. Pro jeho odečtení z grafu je nutné znát poměr mezního únavového zatížení (P_u/P), mazání (viskózní poměr κ) a úroveň znečištění maziva η_c .

Podle tabulky 4, str. 62 katalogu SKF byl stanoven součinitel znečištění pro mírně znečištěné mazivo, $\eta_c = 0,4$. Mezní únavové zatížení pro zvolené ložisko je $P_u = 7500 \text{ N}$ a ekvivalentní dynamické zatížení ložiska $P = 7513 \text{ N}$ (viz rovnice 3.41)

$$\eta_c \cdot \left(\frac{P_u}{P}\right) = 0,4 \cdot \left(\frac{7500}{7513}\right) = \underline{0,4}$$

Střední průměr ložiska:

$$d_m = 0,5 \cdot (d + D)$$

$$d_m = 0,5 \cdot (35 + 50) = \underline{42,5 \text{ mm}}$$

Z diagramu 5, str. 60 katalogu SKF je pro střední průměr ložiska $d_m = 42,5 \text{ mm}$ a otáčky satelitu $n_{22} = 75,5 \text{ min}^{-1}$ minimální požadovaná viskozita $\nu_1 = 200 \text{ mm}^2$.

Pro provozní teplotu 50°C a viskozitu 200 mm² je dle diagramu 6, str. 61 katalogu SKF ideální mazivo ISO VG 320 dle klasifikace ISO 3448. Při výpočtu viskózního poměru κ uvažuji $v = v_1$, což je nejméně příznivý stav.

Viskózní poměr:

$$\kappa = \frac{v}{v_1}$$

$$\kappa = \frac{320}{320} = 1$$

Součinitel teorie trvanlivosti podle SKF pro radiální ložiska s čárovým stykem je určen z diagramu 1, str. 54 katalogu SKF, $a_{SKF} = 1$.

3.9 Výpočet trvanlivosti ložisek satelitu prvního stupně *(proveden podle [15])*

Výpočet ekvivalentního zatížení P :

$$P = \left(X \cdot \frac{F_r}{2} + Y \cdot F_a \right) \cdot K_A \quad (3.44)$$

$$P = \left(1 \cdot \frac{1638,4}{2} + 0 \cdot 0 \right) \cdot 1,25 = \underline{\underline{1024 \text{ N}}}$$

kde:

X – součinitel radiálního zatížení ložiska

Y – součinitel axiálního zatížení ložiska

F_r – skutečné radiální zatížení ložiska, $F_r = F_{U1}$

F_a – skutečné radiální axiální zatížení ložiska

Stejně jako u druhého stupně i v tomto případě je ložisko zatíženo čistě radiální silou. Součinitel radiálního zatížení $X = 1$, součinitel axiálního zatížení $Y = 0$, součinitel vnějších dynamických sil $K_A = 1,25$. Odlišností je počet použitých ložisek. Jeden satelit má dvě ložiska, velikost radiálního zatížení je proto dělená dvěma.

Volím ložisko SKF *16002 těchto vybraných parametrů:

Vnitřní průměr $d = 15 \text{ mm}$

Velký průměr $D = 32 \text{ mm}$

Šířka $B = 8 \text{ mm}$

Dynamická únosnost $C = 5850 \text{ N}$

Trvanlivost ložiska podle SKF v provozních hodinách (při pravděpodobnosti poruchy 10%):

$$L_{10nmh} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{21}} \quad (3.45)$$

$$L_{10nmh} = 1 \cdot 2 \cdot \left(\frac{5850}{1024}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 214} = \underline{29042 \text{ hodin}}$$

kde:

a_1 – součinitel spolehlivosti (volen z tabulky 1, str. 53 katalogu SKF)

a_{SKF} – součinitel teorie trvanlivosti podle SKF (viz bod 3.9.1)

p – exponent rovnice trvanlivosti, $p = 3$

n_{21} – otáčky satelitu prvního stupně

$$n_{21} = (n_{11} - n_{u1}) \cdot \frac{z_{11}}{z_{21}} = \left(n_{11} - \frac{n_{11}}{U_{13U}}\right) \cdot \frac{z_{11}}{z_{21}} \quad (3.46)$$

$$n_{21} = \left(700 - \frac{700}{7,68}\right) \cdot \frac{25}{71} = \underline{214 \text{ min}^{-1}}$$

3.9.1 Stanovení součinitele a_{SKF}

Součinitel a_{SKF} pro radiální ložiska s bodovým stykem se určuje z diagramu 1 na str. 54 v katalogu SKF. Opět je nutné znát poměr mezního únavového zatížení (P_u/P), mazání (viskózní poměr κ) a úroveň znečištění maziva η_c .

Podle tabulky 4, str. 62 katalogu SKF byl stanoven součinitel znečištění pro mírně znečištěné mazivo, $\eta_c = 0,4$. Mezní únavové zatížení pro zvolené ložisko je $P_u = 120 \text{ N}$ a ekvivalentní dynamické zatížení ložiska $P = 1024 \text{ N}$ (viz, rovnice 3.44)

$$\eta_c \cdot \left(\frac{P_u}{P}\right) = 0,4 \cdot \left(\frac{120}{1024}\right) = \underline{0,047}$$

Střední průměr ložiska:

$$d_m = 0,5 \cdot (d + D)$$

$$d_m = 0,5 \cdot (15 + 32) = \underline{23,5 \text{ mm}}$$

Z diagramu 5, str. 60 katalogu SKF je pro střední průměr ložiska $d_m = 23,5 \text{ mm}$ a otáčky satelitu $n_{21} = 214 \text{ min}^{-1}$ minimální požadovaná viskozita $\nu_1 = 100 \text{ mm}^2$.

Pro provozní teplotu 50° a viskozitu 100 mm^2 je dle diagramu 6, str. 61 katalogu SKF ideální mazivo ISO VG 150 dle klasifikace ISO 3448. Mazivo je již zvoleno při návrhu druhého stupně.

Viskózní poměr:

$$\kappa = \frac{\nu}{\nu_1}$$

$$\kappa = \frac{320}{150} = \underline{2,13}$$

Součinitel teorie trvanlivosti podle SKF pro radiální ložiska s bodovým stykem je určen z diagramu 1, str. 54 katalogu SKF, $a_{SKF} = 2$.

3.10 Kontrola pevnosti osy satelitu prvního stupně

Pro osu satelitu volím materiál 11 500. Mez kluzu tohoto materiálu $Re = 280$ MPa.

Maximální dovolené napětí je:

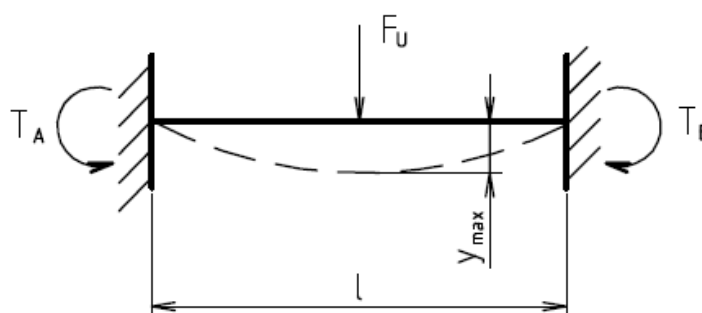
$$\sigma_D = \frac{Re}{k_C} \quad (3.47)$$

$$\sigma_D = \frac{280}{2,5} = \underline{112 \text{ MPa}}$$

Velikost ohybového momentu na ose satelitu (zatížení znázorněno na obr. 3.5):

$$T_A = T_B = \frac{1}{8} \cdot F_U \cdot K_A \cdot l \quad (3.48)$$

$$T_A = T_B = \frac{1}{8} \cdot 1638,4 \cdot 1,25 \cdot 44 = \underline{13516,8 \text{ Nmm}}$$



Obr. 3.5 Znázornění síly od ozubeného kola na osu satelitu

Velikost ohybového napětí:

$$\sigma_O = \frac{T_A}{W_O} = \frac{32 \cdot T_A}{\pi \cdot d^3} \quad (3.49)$$

$$\sigma_O = \frac{32 \cdot 13516,8}{\pi \cdot 15^3} = \underline{40,8 \text{ MPa}}$$

Bezpečnost:

$$k = \frac{\sigma_D}{\sigma_O} \quad (3.50)$$

$$k = \frac{112}{40,8} = \underline{2,75}$$

Bezpečnost se běžně volí v rozmezí 1,5 až 2,5. Součást je mírně předimenzovaná.

3.11 Kontrola průhybu osy satelitu prvního stupně

Znázornění průhybu je na obr. 3.5. Velikost průhybu se vypočítá jako:

$$y_{\max} = \frac{F_U \cdot K_A \cdot l^3}{192 \cdot E \cdot J} \quad (3.51)$$

$$y_{\max} = \frac{1638,4 \cdot 1,25 \cdot 44^3}{192 \cdot 210000 \cdot 2484} = \underline{0,00174 \text{ mm}}$$

kde:

J – moment setrvačnosti plochy

$$J = \frac{\pi \cdot d^4}{64} \quad (3.52)$$

$$J = \frac{\pi \cdot 15^4}{64} = \underline{2484 \text{ mm}^4}$$

Dovolený průhyb se vypočítá jako:

$$y_D = (2 \cdot 10^{-4} \div 3 \cdot 10^{-4}) \cdot l \quad (3.53)$$

$$y_D = (2 \cdot 10^{-4} \div 3 \cdot 10^{-4}) \cdot 44$$

$$y_D = 0,0088 \div 0,0132$$

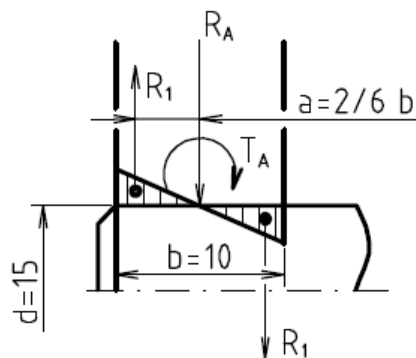
$$y_{\max} \leq y_D$$

$$0,00174 < (0,0088 \div 0,0132) \text{ mm}$$

Podmínka je splněna, maximální průhyb je menší než průhyb dovolený.

3.12 Kontrola tlaku mezi osou satelitu a unášecem u prvního stupně

Při kontrole na otlačení se počítá dovolený měrný tlak na průmětnou plochu, která je tvořena uložením osy satelitu v unášeci. Síly a rozměry figurující ve výpočtu jsou znázorněny na obrázku 3.6. Velikost momentu T_A je dosazena z předchozího výpočtu, viz rovnice 3.48.



Obr. 3.6 Upevnění osy v unášeči a působení sil

Velikost reakční síly R_A :

$$R_A = \frac{F_U \cdot K_A}{2} \quad (3.54)$$

$$R_A = \frac{1638,4 \cdot 1,25}{2} = \underline{1024 \text{ N}}$$

Velikost reakční síly R_1 :

$$T_A = 2 \cdot R_1 \cdot a \Rightarrow R_1 = \frac{T_A}{2 \cdot a} \quad (3.55)$$

$$R_1 = \frac{13516,8}{2 \cdot 3,33} = \underline{2029,5 \text{ N}}$$

kde:

a – vzdálenost těžiště trojúhelníku od středu uložení

$$a = \frac{2}{3} \cdot \frac{b}{2} = \frac{2}{6} \cdot b \quad (3.56)$$

$$a = \frac{2}{6} \cdot 10 = \underline{3,33 \text{ mm}}$$

Tlak od reakční síly R_A se vypočítá jednoduše jako síla na průmětnou plochu:

$$p = \frac{R_A}{d \cdot b} \quad (3.57)$$

Podobně se vypočítá velikost tlaku od síly R_1 :

$$p_{\max} = \frac{2 \cdot R_1}{d \cdot b/2} \quad (3.58)$$

Sečtením rovnic 3.57 a 3.58 a dosazením hodnot vyjde celkový tlak v uložení. Ten musí být menší než dovolený měrný tlak. Dovolенý měrný tlak p_{dov} pro ocel se běžně uvažuje 120 MPa.

$$p = p + p_{\max} = \frac{R_A}{d \cdot b} + \frac{2 \cdot R_1}{d \cdot b/2} \quad (3.59)$$

$$p = \frac{1024}{15 \cdot 10} + \frac{2 \cdot 2029,5}{15 \cdot 10/2} = \underline{61 \text{ MPa}}$$

$$p \leq p_{dov}$$

$$61 < 120$$

Podmínka je splněna, skutečný tlak je menší než tlak dovolený.

3.13 Přípustné zkroucení satelitu prvního stupně

Přípustné zkroucení f_t představuje vzdálenost, o kterou se může natočit pravá část satelitu vzhledem k levé při působení zatěžující síly.

$$f_t = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{\frac{F_{t21} \cdot K_A}{0,39 \cdot E} \cdot \left(\frac{bw_{21}}{d_{21}} \right)}{\quad} \quad (3.60)$$

$$f_t = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{\frac{819,2 \cdot 1,25}{24}}{0,39 \cdot 210\,000} \cdot \left(\frac{24}{88,75} \right) = \underline{0,000179 \text{ mm}}$$

$$f_t \leq f_{td} = 0,001$$

$$0,000179 < 0,001 \text{ mm}$$

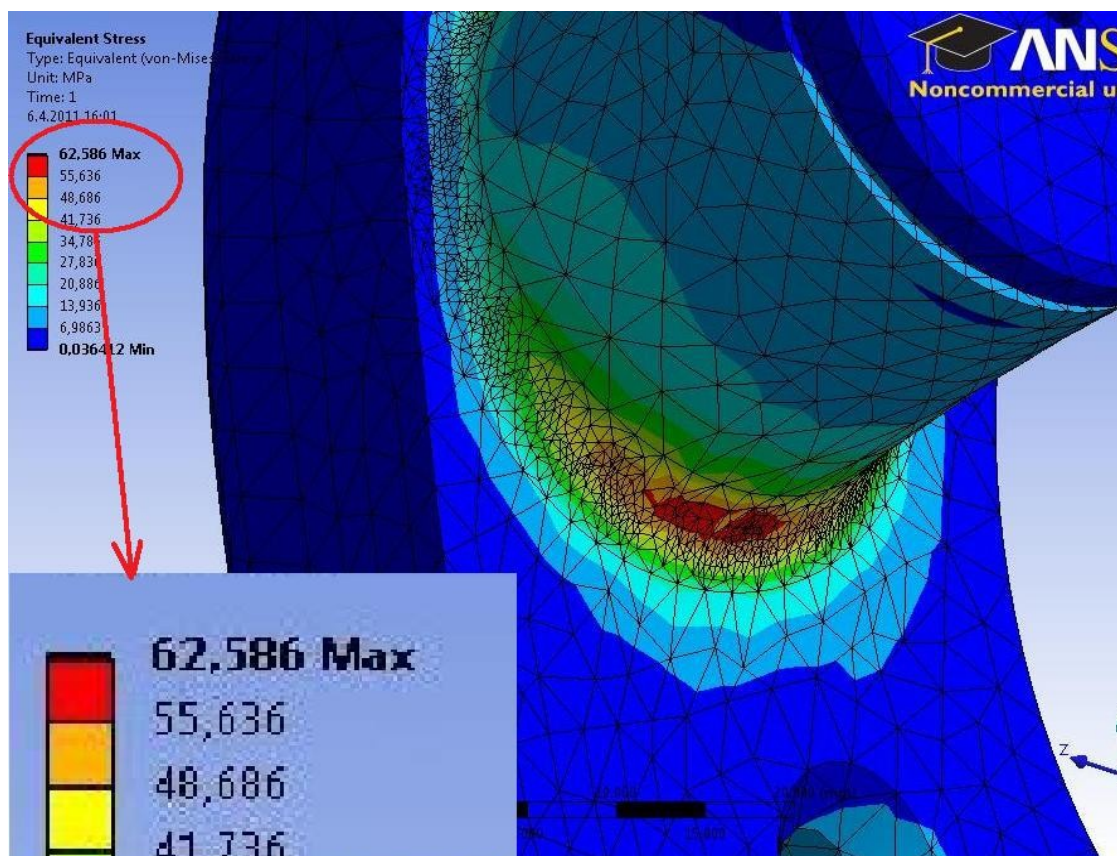
kde:

bw_{21} – šířka satelitu, $bw_{21} = 24 \text{ mm}$

d_{21} – roztečný průměr satelitu, $d_{21} = 88,75 \text{ mm}$

3.14 Návrh unášeče druhého stupně

Unášeč je koncipován jako odlitek a vzhledem k pevnému bloku převodovky středěn na vnitřní průměr. Na svém místě je připevněn šrouby se zápusťnou hlavou a proti potočení zajištěn válcovými kolíky. Unášeč druhého stupně byl navržen metodou konečných prvků v programu ANSYS (obr 3.7). Nejvíce namáhaným místem na unášeči je přechod mezi válcovou osou pro ložisko satelitu a prstencem unášeče.



Obr. 3.7 Napětí v kritickém místě unášeče

Unášeč bude odlitý z šedé litiny 42 2420, $R_{p02} = 200$ MPa.

Bezpečnost se potom vypočítá jako:

$$k = \frac{\sigma_D}{\sigma_O} = \frac{R_{p02}}{\sigma_O} \quad (3.61)$$

$$k = \frac{200}{62,6} = \underline{3,2}$$

Bezpečnost je vyšší, běžně se používá 1,5 až 2,5. Přejechod mezi válcovou částí osy a prstencem unášeče je ale kritické místo, vyšší součinitel bezpečnosti tedy není na škodu.

3.15 Přípustné zkroucení satelitu druhého stupně

Přípustné zkroucení f_t představuje vzdálenost, o kterou se může natočit pravá část satelitu vzhledem k levé při působení zatěžujících síly.

$$f_t = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{F_{t22} \cdot K_A}{0,39 \cdot E} \cdot \left(\frac{bw_{22}}{d_{22}} \right) \quad (3.62)$$

$$f_t = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{3005 \cdot 1,25}{0,39 \cdot 210\,000} \cdot \left(\frac{29}{70} \right) = 0,000835 \text{ mm}$$

$$f_t \leq f_{tD} = 0,001$$

$$0,000835 < 0,001 [\text{mm}]$$

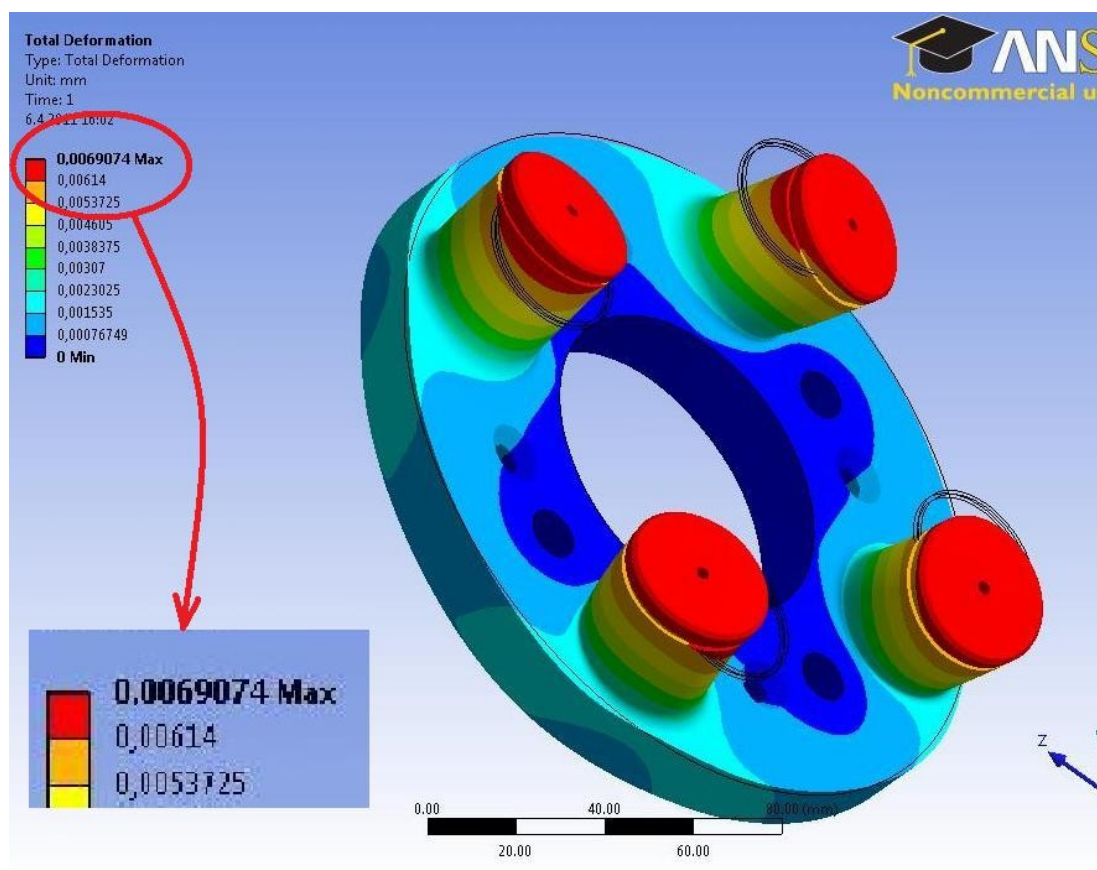
kde:

b_{w22} – šířka satelitu, $b_{w22} = 29 \text{ mm}$

d_{22} – roztečný průměr satelitu, $d_{22} = 70 \text{ mm}$

3.16 Kontrola ohybu osy satelitu druhého stupně

Na obrázku 3.8 je vidět velikost ohybu i jeho směr. Pro zachování správných záběrových vlastností ozubení musí maximální ohyb osy splnit podmínku z rovnice 3.63. To znamená, že maximální ohyb y_{max} musí být menší, nebo roven dovolenému ohybu y_D .



Obr 3.8 Deformace unášeče druhého stupně

$$y_{\max} \leq y_D \quad (3.63)$$

$$0,00691 < 0,0062 \div 0,0093 \text{ mm}$$

kde:

Dovolený ohyb se vypočítá jako:

$$y_D = (2 \cdot 10^{-4} \div 3 \cdot 10^{-4}) \cdot l \quad (3.64)$$

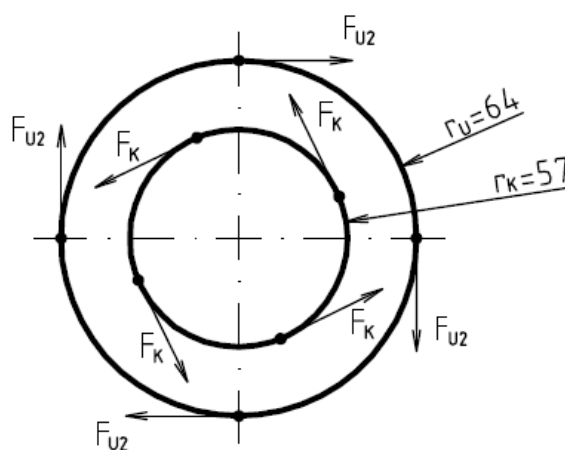
$$y_D = (2 \cdot 10^{-4} \div 3 \cdot 10^{-4}) \cdot 31 = \underline{(0,0062 \div 0,0093) \text{ mm}}$$

Podmínka je splněna, maximální ohyb osy je menší než ohyb dovolený.

3.17 Návrh kolíků zajišťujících unášec proti pootočení

3.17.1 Kontrola kolíků na střih

Jelikož osa kolíků má jinou roztečnou kružnici, než osy satelitů, je nejprve nutné vypočítat celkový moment působící na unášec. Z tohoto následně vypočítat sílu na kolík. Důležité rozměry a silové působení na kolíky a na osy unášce je schematicky znázorněno na obr 3.9.



Obr. 3.9 Síly působící na kolíky

Parametry zvoleného kolíku:

Průměr kolíku $d = 16 \text{ mm}$

Délka kolíku $l = 40 \text{ mm}$

Počet kolíků $n = 4$

Materiál 11 600 $R_e = 295 \text{ MPa}$

Moment působící na unášec:

$$T_U = F_{U2} \cdot r_U \cdot n \quad (3.65)$$

$$T_U = 6010 \cdot 64 \cdot 4 = \underline{1538560 \text{ N} \cdot \text{mm}}$$

Síla působící na jeden kolík:

$$F_K = \frac{T_U \cdot K_A}{r_K \cdot n} \quad (3.66)$$

$$F_K = \frac{1538560 \cdot 1,25}{57 \cdot 4} = \underline{8435 \text{ N}}$$

Střihové napětí v kolíku:

$$\tau = \frac{3}{2} \cdot \frac{F_1 \cdot 4}{\pi \cdot d^2} \quad (3.67)$$

$$\tau = \frac{3}{2} \cdot \frac{8435 \cdot 4}{\pi \cdot 16^2} = \underline{63 \text{ MPa}}$$

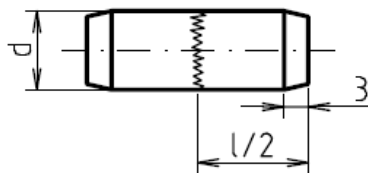
Bezpečnost kolíku:

$$k = \frac{\tau_{kt}}{\tau} = \frac{0,577 \cdot R_e}{\tau_m} \quad (3.68)$$

$$k = \frac{0,577 \cdot 295}{63} = \underline{2,7}$$

Bezpečnost se běžně volí v rozmezí 1,5 až 2,5. Hodnota bezpečnosti 2,7 je tedy vyhovující.

3.17.2 Kontrola kolíků na otláčení



Obr. 3.10 Znázornění kolíku s vybranými rozměry

Výpočet skutečného tlaku a porovnání s dovoleným měrným tlakem:

$$p = \frac{F_K}{d \cdot (l/2 - 3)} \quad (3.69)$$

$$p = \frac{8435}{16 \cdot (40/2 - 3)} = \underline{31 \text{ MPa}}$$

$$p \leq p_D \quad (3.70)$$

$$30 < 120$$

kde:

p_D – dovolený měrný tlak litiny, $p_D = 50 \text{ MPa}$

Kontrola na otláčení vyhovuje, skutečný tlak je menší, než tlak dovolený.

Ke stojící části převodovky je unášec kromě kolíků upevněn čtyřmi šrouby se zápusťnou hlavou. Tyto šrouby nejsou teoreticky zatěžovány žádnou silou. Veškeré zatížení zde představuje točivý moment a ten je přenášen pomocí střižných kolíků. Šrouby tedy slouží jen pro zajištění správné polohy. Proto není potřeba žádný pevnostní výpočet.

3.18 Návrh a výpočet hřídele vstupního centrálního pastorku

3.18.1 Výpočet minimálního průměru hřídele:

$$\tau = \frac{T_I \cdot K_A}{W_k} = \frac{16 \cdot T_I \cdot K_A}{\pi \cdot d_1^3} = \tau_D \Rightarrow d_1 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_I \cdot K_A}{\pi \cdot \tau_D}} \quad (3.71)$$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 40000 \cdot 1,25}{\pi \cdot 169,6}} = \underline{11,5 \text{ mm}}$$

kde:

τ_D – dovolené napětí v krutu

$$\tau_D = 0,577 \cdot \sigma_D = 0,577 \cdot \frac{Re}{k_C} \quad (3.72)$$

$$\tau_D = 0,577 \cdot \frac{588}{2} = \underline{169,6 \text{ MPa}}$$

kde:

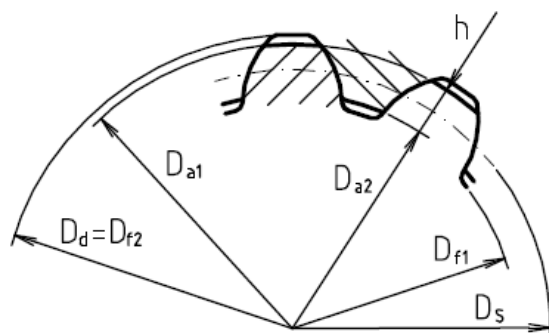
Re – mez kluzu materiálu 14 220, Re = 588 MPa

Průměr hřídele bude větší než 11,5 mm. Broušená část v ložisku a pod guferem bude mít průměr 20 mm, mezi ložiskem a pastorkem bude zúžena na 18 mm.

3.18.2 Výpočet evolventního drážkování pro hřídel vstupního centrálního pastorku

(provedeno podle [16])

Parametry zvoleného evolventního drážkování:



$$D_d = D_{f2} = 20 \text{ mm}$$

$$D_{a2} = 17 \text{ mm}$$

$$D_{a1} = 19,6 \text{ mm}$$

$$D_{f1} = 16,4 \text{ mm}$$

$$m = 1,5 \text{ mm}$$

$$z = 12$$

Obr. 3.11 Schéma evolventního drážkování

Výpočet skutečného tlaku v drážkování a porovnání s dovoleným měrným tlakem:

$$p = \frac{F}{S} = \frac{2 \cdot T_I \cdot K_A}{D_S \cdot \varphi \cdot h \cdot b_w \cdot z} \quad (3.73)$$

$$p = \frac{2 \cdot 40000 \cdot 1,25}{18,3 \cdot 0,5 \cdot 1,3 \cdot 10 \cdot 12} = \underline{70 \text{ MPa}}$$

kde:

φ – součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů, $\varphi = 0,5$

b_w – délka drážkování, $b_w = 10 \text{ mm}$

D_S – střední průměr drážkování

$$D_S = \frac{D_{a1} + D_{a2}}{2} \quad (3.74)$$

$$D_S = \frac{19,6 + 17}{2} = \underline{18,3 \text{ mm}}$$

h – výška společného záběru zubů hřídele a pastorku

$$h = \frac{D_{a1} - D_{a2}}{2} \quad (3.75)$$

$$h = \frac{19,6 - 17}{2} = \underline{1,3 \text{ mm}}$$

Porovnání s dovoleným měrným tlakem:

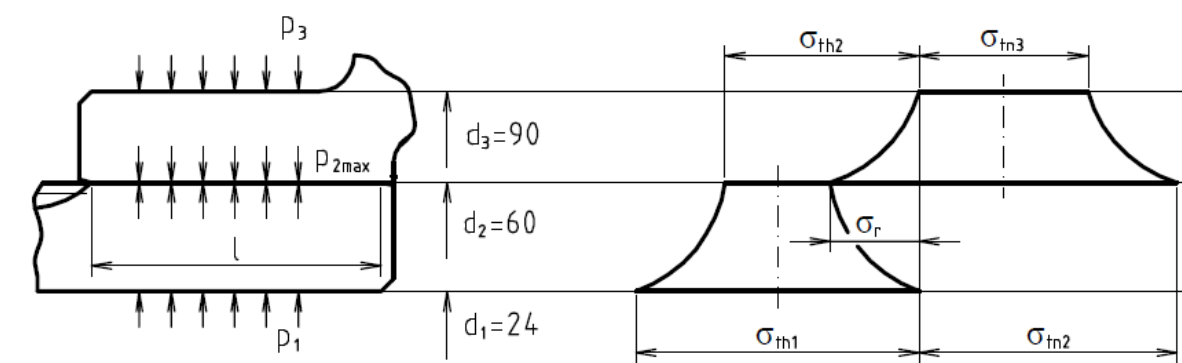
$$p \leq p_D \quad (3.76)$$

$$70 < 120 \text{ MPa}$$

Kontrola na otlacení vyhovuje, skutečný tlak v drážkování je menší, než tlak dovolený.

3.19 Výpočet nalisovaného spojení (proveden podle [17])

Nalisované spojení je použito pro přenos točivého momentu z unášече prvního stupně na centrální kolo druhého stupně. Rozměry důležité pro výpočet nalisovaného spoje a průběhy napětí jsou nakresleny na obr. 3.12.



Obr. 3.12 Rozměrový náčrt a průběhy napětí v nalisovaném spojení

Výpočet délky nalisovaného spoje (dle doporučení v literatuře [17]):

$$l = 0,8 \cdot d_2 \quad (3.77)$$

$$l = 0,8 \cdot 60 = \underline{48 \text{ mm}}$$

Minimální tlak potřebný v nalisování pro přenos daného točivého momentu:

$$p_{2\min} = \frac{2 \cdot n \cdot T_U \cdot K_A}{\pi \cdot d_2^2 \cdot l \cdot f} \quad (3.78)$$

$$p_{2\min} = \frac{2 \cdot 2 \cdot 290500 \cdot 1.25}{\pi \cdot 60^2 \cdot 48 \cdot 0,2} = \underline{13,4 \text{ MPa}}$$

kde:

n – součinitel bezpečnosti nalisovaného spoje (volený), n = 2

f – součinitel tření, f = 0,2

Výpočet rozměrové konstanty hřídele:

$$C_h = \frac{d_2^2 + d_1^2}{d_2^2 - d_1^2} \quad (3.79)$$

$$C_h = \frac{60^2 + 24^2}{60^2 - 24^2} = \underline{1,38}$$

Výpočet rozměrové konstanty náboje:

$$C_n = \frac{d_3^2 + d_2^2}{d_3^2 - d_2^2} \quad (3.80)$$

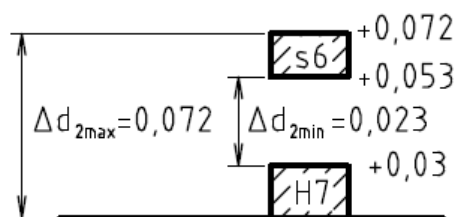
$$C_n = \frac{90^2 + 60^2}{90^2 - 60^2} = \underline{2,6}$$

Nejmenší potřebný přesah:

$$\Delta d_{2\min} = \frac{d_2 \cdot p_{2\min}}{E} \cdot (C_h + C_n) \quad (3.81)$$

$$\Delta d_{2\min} = \frac{60 \cdot 13,4}{210000} \cdot (1,38 + 2,6) = \underline{0,0152377 \text{ mm}}$$

Se znalostí nejmenšího potřebného přesahu je již možné stanovit uložení. Voleno uložení v soustavě jednotné díry H7/s6 (obr. 3.13)



Obr. 3.13 Znázornění tolerančních polí nalisovaného spojení

U zvoleného uložení může nastat maximální možný přesah $\Delta d_{2max} = 0,072$ mm. Tento přesah je důležitý pro pevnostní výpočet nalisovaného spojení.

Maximální tlak v nalisovaném spoji:

$$p_{2max} = \frac{\Delta d_{2max} \cdot E}{d_2 \cdot (C_n + C_h)} \quad (3.82)$$

$$p_{2max} = \frac{0,072 \cdot 210000}{60 \cdot (1,38 + 2,6)} = \underline{63,3 \text{ MPa}}$$

Radiální napětí na hřídeli i náboji je rovno tlaku, který se v daném místě vyskytuje. Na průměrech d_1 a d_3 je nulové. Na průměru d_2 je při maximálním možném přesahu tlak 63,3 MPa. Tento stav je uvažován při pevnostním výpočtu hřídele a náboje.

Tečné napětí ve všech důležitých místech spoje (viz obr. 3.12):

$$\sigma_{th1} = -p_2 \cdot (C_h + 1) \quad (3.83)$$

$$\sigma_{th1} = -63,3 \cdot (1,38 + 1) = \underline{-150,7 \text{ MPa}}$$

$$\sigma_{th2} = -p_2 \cdot C_h \quad (3.84)$$

$$\sigma_{th2} = -63,3 \cdot 1,38 = \underline{-87,4 \text{ MPa}}$$

$$\sigma_{tn2} = p_2 \cdot C_n \quad (3.85)$$

$$\sigma_{tn2} = 63,3 \cdot 2,6 = \underline{164,6 \text{ MPa}}$$

$$\sigma_{tn3} = p_2 \cdot (C_n - 1) \quad (3.86)$$

$$\sigma_{tn3} = 63,3 \cdot (2,6 - 1) = \underline{101,3 \text{ MPa}}$$

Redukované napětí na hřídeli podle hypotézy HMMH:

$$\sigma_{REDh} = \sqrt{\sigma_{th1}^2 + \sigma_{rh1}^2 - \sigma_{th1} \cdot \sigma_{rh1}} \quad (3.87)$$

$$\sigma_{REDh} = \sqrt{150,7^2 + 0^2 - 150,7 \cdot 0} = \underline{150,7 \text{ MPa}}$$

Redukované napětí na náboji podle hypotézy HMMH:

$$\sigma_{REDn} = \sqrt{\sigma_{tn2}^2 + \sigma_{rn2}^2 - \sigma_{tn2} \cdot \sigma_{rn2}} \quad (3.88)$$

$$\sigma_{REDn} = \sqrt{164,6^2 + (-63,3)^2 - 164,6 \cdot (-63,3)} = \underline{203,7 \text{ MPa}}$$

Výpočet bezpečnosti hřídele k_h :

$$k_h = \frac{Re_h}{\sigma_{REDh}} \quad (3.89)$$

$$k_h = \frac{275}{150,7} = \underline{1,8}$$

kde:

Re_h – mez kluzu materiálu hřídele (12 010), $Re_h = 275$ MPa

Výpočet bezpečnosti náboje k_n :

$$k_n = \frac{Re_n}{\sigma_{REDn}} \quad (3.90)$$

$$k_n = \frac{300}{203,7} = \underline{1,47}$$

kde:

Re_n – mez kluzu materiálu náboje (42 2709.1), $Re_n = 300$ MPa

4. Spojení převodovky a lanového bubnu (návrh podle [17])

Spojení převodovky a lanového bubnu je realizováno pomocí přírubového šroubového spoje. Na šroubové spojení působí stejný točivý moment, jaký je na bubnu převodovky i na lanovém bubnu. Pro sešroubování jsou použity šrouby M8 s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem délky 30 mm.

Vybrané parametry šroubu M8 x 30:

Malý průměr závitu $d_3 = 6,466$ mm

Střední průměr závitu $d_2 = 7,188$ mm

Stoupání závitu $P = 1,25$ mm

Třída pevnosti šroubu je 6.8 $Re = 480$ MPa

Minimální velikost třecí síly F potřebná ve šroubovém spojení:

$$F = \frac{T_m}{r_s} \quad (4.1)$$

$$F = \frac{861}{0,1295} = \underline{6649 \text{ N}}$$

kde:

r_s – poloměr roztečné kružnice děr pro šrouby, $r_s = 0,1295$ m

Předběžný návrh maximální osově síly na jeden šroub z tahu:

$$\sigma \leq \frac{Re}{k_s}$$
$$\frac{F_o}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \cdot \beta \leq \frac{Re}{k_s} \Rightarrow F_o = \frac{Re}{k_s \cdot \beta} \cdot \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \quad (4.2)$$

$$F_o = \frac{480}{2 \cdot 1,3} \cdot \frac{\pi \cdot 6,466^2}{4} = \underline{6059 \text{ N}}$$

kde:

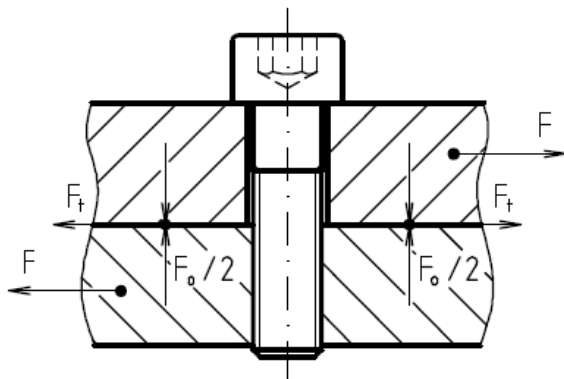
β – součinitel zohledňující zatím neznámý krut od utažení, $\beta = 1,3$

k_s – součinitel bezpečnosti šroubu, $k_s = 2$

Pro další výpočty je použita hodnota osově síly 6000 N.

Stanovení počtu šroubů:

Šroubový spoj je v tomto případě realizován jako silový, to znamená, že zatížení je přenášeno třením, které vznikne po dotažení šroubu mezi spojovanými součástmi. Pro sílu zachycenou ve stykových plochách tedy platí, že třecí síla F_t musí být větší nebo rovna než zatěžující síla F (obr. 4.1).



$$F_t \geq F$$

$$F_o \cdot f \geq \frac{n \cdot F}{i} \Rightarrow F_o = \frac{n \cdot F}{i \cdot f}$$

$$F_o \cdot f \geq \frac{n \cdot F}{i} \Rightarrow i = \frac{n \cdot F}{F_o \cdot f}$$

Obr. 4.1 Znáznornění sil ve šroubovém spoji

Počet šroubů lze tedy určit jako:

$$i = \frac{n \cdot F}{F_o \cdot f} \quad (4.3)$$

$$i = \frac{2 \cdot 6649}{6000 \cdot 0,1} = 22$$

kde:

n – součinitel bezpečnosti šroubového spojení, $n = 2$

f – součinitel tření mezi spojovanými přírubami, $f = 0,1$

V praxi je obvyklé volit počet šroubů jako násobek čtyř. Nejbližší vyšší hodnota splňující tuto podmínku je 24. Spojení tedy bude provedeno pomocí 24 šroubů.

Skutečná osová síla připadající na jeden šroub:

$$F_{oS} = \frac{n \cdot F}{i \cdot f} \quad (4.4)$$

$$F_{oS} = \frac{2 \cdot 6649}{24 \cdot 0,1} = 5541 \text{ N}$$

Pevnostní kontrola navrženého šroubu:

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_t^2 \cdot 4\tau^2} \leq \frac{Re}{k} \Rightarrow k = \frac{Re}{\sqrt{\sigma_t^2 \cdot 4\tau^2}} \quad (4.5)$$

$$k = \frac{480}{\sqrt{169^2 + 4 \cdot 109^2}} = \underline{1,74}$$

kde:

σ – tahové napětí ve šroubu

$$\sigma = \frac{F_{oS}}{S} = \frac{4 \cdot F_{oS}}{\pi \cdot d_3^2} \quad (4.6)$$

$$\sigma = \frac{4 \cdot 5541}{\pi \cdot 6,466^2} = \underline{169 \text{ MPa}}$$

τ – smykové napětí ve šroubu od utahení

$$\tau = \frac{T}{Wk} = \frac{F_{oS} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} \quad (4.7)$$

$$\tau = \frac{5541 \cdot \frac{7,188}{2} \cdot \operatorname{tg}(3,17 + 13)}{\frac{\pi \cdot 6,466^3}{16}} = \underline{109 \text{ MPa}}$$

kde :

γ – úhel stoupání závitu

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{P}{\pi \cdot d_2} \quad (4.8)$$

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{1,25}{\pi \cdot 7,188} = \underline{3,17^\circ}$$

φ' – redukovaný třecí úhel

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} \quad (4.9)$$

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{0,2}{\cos \frac{60^\circ}{2}} = \underline{13^\circ}$$

kde:

f_z – součinitel tření v závitu (volený pro neupravenou matici, zinkovaný šroub), $f_z = 0,2$

α – vrcholový úhel závitu, $\alpha = 60^\circ$

P_h – stoupání závitu, $P_h = 1,25$

Bezpečnost šroubu k se volí od 1,5 do 2,5. Hodnota bezpečnosti 1,74 je tedy vyhovující.

5. Závěr

Cílem bakalářské práce byl konstrukční návrh a výpočet planetové převodovky pro pohon bubnu vrátku. V práci byl proveden návrh a výpočet nejdůležitějších parametrů převodovky, jako je počet zubů a převodový poměr, výpočet trvanlivosti ložisek, volba maziva, výpočty různých druhů spojení a pevnostní kontrola klíčových dílů. Pro omezený rozsah bakalářské práce není možné vše detailně propracovat, tak jak by to bylo nutné v praxi při přípravě výroby.

Největší komplikaci při výpočtech představovala trvanlivost ložisek druhého stupně. Jsou zatížena velkou radiální silou a je pro ně velmi omezený prostor. Při použití jen třech satelitů žádné ložisko nevyhovělo. Bylo proto nezbytné použít čtyři satelity. Trvanlivost použitého jehlového ložiska několikanásobně překračuje požadované minimum. Při výpočtu trvanlivosti podle SKF se při změně ložiska nemění jen dynamická únosnost, ale i střední průměr ložiska, potřebná viskozita maziva a další. Žádné jiné ložisko s nižší únosností v dané rozměrové kategorii již nevyhovělo. Jakkoliv manipulovat s rozměry satelitu lze jen velmi omezeně. Z návrhu počtu zubů a modulu je evidentní, že musí být splněno velké množství omezujících podmínek. Rovněž osa satelitu musí mít odpovídající tuhost. Proto byla zvolena trochu komplikovanější varianta s jehlovým ložiskem a příložkou (jehlové ložisko je axiálně volné).

Dále bylo nutné přizpůsobit převodový poměr prvního stupně tak, aby výsledná rychlost zdvihu ležela v zadané toleranci. To již ale tak náročné nebylo a s volbou ložisek také nebylo tolik komplikací, protože je k dispozici výrazně více prostoru. Ani s výpočtem všech ostatních hodnot uvedených v práci již nebyly výrazné problémy. Při práci byla používána odborná literatura, normy i počítačový software. Seznam všech použitých je v kapitole 6. Nelze dále zapomenout na zápisy z přednášek a ze cvičení získaných během studia. Při vypracování byly významným zdrojem informací.

6. Seznam použité literatury, softwaru a internetových zdrojů

- [1] *Boschrexroth* [online]. c2006 [cit. 2011 – 03 – 05]. < <http://www.boschrexroth.com/mobile-hydraulics-catalog/Vornavigation/VorNavi.cfm?Language=EN&VHist=g54076%2Cg54073%2Cg61478&PageID=m3858> >
- [2] *Bonfiglioli* [online]. c2003 [cit. 2011 – 03 – 05]. < <http://bonfiglioliusa.com/NEW-SITE/Products/Mobile-Solutions/Travel-Drives/700C-Series-23.html> >
- [3] *Tespo* [online]. c2001 [cit. 2011 – 03 – 05]. < <http://tespo.cz/img/brevini6.jpg> >
- [4] ČSN 27 0100: VÝPOČET OCELOVÝCH LAN PRO JEŘÁBY A ZDVIHADLA
- [5] ČSN EN 12385 – 3 + A1:2008; Ocelová drátěná lana – Bezpečnost – Část 3: Informace pro používání a údržbu
- [6] ČSN EN 12385 – 4 + A1:2008; Ocelová drátěná lana – Bezpečnost – Část 4: Pramenná lana pro všeobecné zdvihadací účely
- [7] ČSN EN 12385 – 2 + A1:2008; Ocelová drátěná lana – Bezpečnost – Část 2: Definice, označování a klasifikace
- [8] ČSN 27 1820: KLADKY A BUBNY PRO OCELOVÁ LANA
- [9] Remta, F., Kupka, L.: Jeřáby 1. díl. SNTL Praha, Praha 1956
- [10] Dražan, F., Kupka, L. a kol.: Jeřáby. SNTL Praha, Praha 1968
- [11] Bolek, A., Kochman, J. a kol.: Části strojů, 2. svazek. SNTL Praha, Praha 1990
- [12] Němček, M.: Program Modul – Návrhový výpočet ozubení podle ČSN 01 4686 část 4, 5/2007
- [13] Němček, M.: Program Geometrie – kontrola geometrie ozubených kol, verze 3, 2008
- [14] Němček, M.: Program CSNw – ČSN 01 4686, verze 1.2, 10/2008
- [15] Hlavní katalog SKF (katalog 6000 CS, Leden 2007)
- [16] ČSN 01 4950: EVOLVENTNÍ DRÁŽKOVÁNÍ
- [17] Dejl, Z.: Konstrukce strojů a zařízení I, Spojovací části strojů. Montanex, Ostrava 2000

7. Seznam příloh

Název	Označení	Formát
Návrh modulu prvního stupně	Příloha I	A4
Návrh modulu druhého stupně	Příloha II	A4
Planetová převodovka	KRC112PP – 00	A2
Vstupní centrální pastorek	KRC112PP – 01	A3
Seznam položek	KRC112PP – SP	A4